

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-070597

(43)Date of publication of application : 08.03.2002

(51)Int.Cl.

F02D 13/02

F01L 1/34

F01L 13/00

(21)Application number : 2000-262109

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 31.08.2000

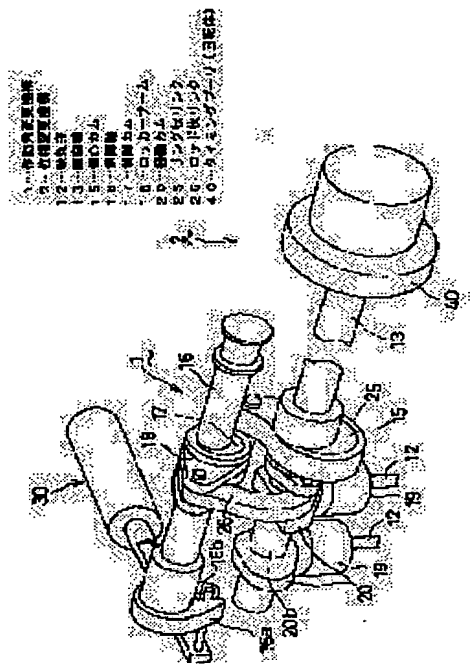
(72)Inventor : NOHARA TSUNEYASU
SUGIYAMA TAKANOBU

(54) VARIABLE VALVE SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the valve overlap amount quickly to cancellation when transition is made from the middle load range to the ultra-low load range.

SOLUTION: A suction working angle changing mechanism 1 to change the working angle of suction/exhaust valve 12 is applied to the suction valve side while a phase changing mechanism to change the working angle center phase of the suction/exhaust valve 12 is applied both to suction and exhaust. In the middle load range, a specified amount of overlap is given whereby both the suction valve and exhaust valve open. At transition from the middle to ultra-low load range, the working angle center phase of the exhaust valve is advanced in priority by the exhaust phase changing mechanism while the working angle of the suction valve is decreased by the suction working angle changing mechanism.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.02.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 14.06.2005

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2005-13432

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 14.07.2005

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-70597

(P2002-70597A)

(43)公開日 平成14年3月8日(2002.3.8)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マコ-ト*(参考)
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	H 3 G 0 1 8
F 0 1 L 1/34		F 0 1 L 1/34	E 3 G 0 9 2
13/00	3 0 1	13/00	3 0 1 K

審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 13 頁)

(21)出願番号 特願2000-262109(P2000-262109)

(22)出願日 平成12年8月31日(2000.8.31)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 野原 常靖

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 杉山 孝伸

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

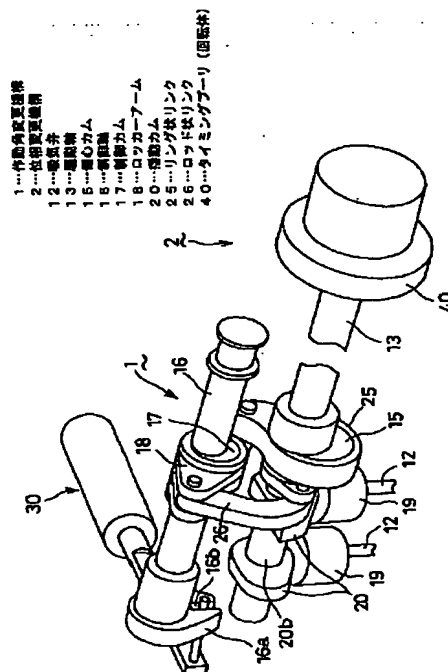
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57)【要約】

【課題】 中負荷域から極低負荷域への移行時に、バルブオーバーラップを速やかに低減、解消する。

【解決手段】 吸排気弁12の作動角を変化させる吸気作動角変更機構1を吸気弁側に適用するとともに、吸排気弁12の作動角の中心位相を変化させる位相変更機構2を吸気弁及び排気弁の双方に適用する。中負荷域では、吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップを与える。中負荷域から極低負荷域への移行時には、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を優先的に進角させるとともに、吸気作動角変更機構により吸気弁の作動角を減少させる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、
中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気作動角変更機構により吸気弁の作動角を減少させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を進角させることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 上記吸気作動角変更機構と吸気位相変更機構と排気位相変更機構とが共通の油圧源からの油圧により駆動され、
かつ、上記中負荷域から極低負荷域への移行時には、排気位相変更機構側に優先的に油圧を供給することを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、
中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時に、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項4】 上記吸気作動角変更機構と吸気位相変更機構と排気位相変更機構とが共通の油圧源からの油圧により駆動され、
かつ、上記中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気位相変更機構側に優先的に油圧を供給することを特徴とする請求項3に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項5】 上記中負荷域では、吸気弁の作動角が排気弁の作動角よりも小さくなるように設定することを特徴とする請求項3又は4に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項6】 排気弁の作動角を変化させる排気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、
中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項7】 中負荷域では排気弁の開時期を下死点前に設定し、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、上記排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることにより、排気弁の開時期を下死点へ向けて遅角させることを特徴とする請求項6に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項8】 中負荷域では排気弁の開時期を下死点近傍に設定し、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、上記排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることにより、排気弁の開時期を下死点から遠ざかるように遅角させることを特徴とする請求項6に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項9】 吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構又は排気弁の作動角を変化させる排気作動角変更機構の少なくとも一方と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、
中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップ又は吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気作動角変更機構又は吸気位相変更機構により吸気弁の開時期を吸気上死点近傍へ移動させるとともに、排気作動角変更機構又は排気位相変更機構により排気弁の開時期を吸気上死点近傍へ移動させることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項10】 上記吸気作動角変更機構又は排気作動角変更機構は、クランクシャフトと連動して回転する駆動軸と、この駆動軸の外周に回転可能に外嵌し、バルブスプリング反力に抗して吸気弁又は排気弁を開閉させる揺動カムと、に連携されており、
かつ、上記駆動軸に偏心して設けられた偏心カムと、この偏心カムに回転可能に外嵌するリング状リンクと、上記駆動軸と略平行に延びる制御軸と、この制御軸に偏心して設けられた制御カムと、この制御カムの外周に相対回転可能に外嵌するとともに、一端が上記リング状リンクの先端に連結されたロッカーアームと、このロッカーアームの他端と揺動カムとに連結されたロッド状リンクと、を有していることを特徴とする請求項1～9のいずれかに記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、吸排気弁（吸気弁又は排気弁）の作動角を変化させる作動角変更機構と、吸気弁及び排気弁の作動角の中心位相を変化させる一対の位相変更機構と、を備えた内燃機関の可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】例えば1998年10月発行のトヨタ・アルテッツァ・新型車解説書には、クランクシャフトと

同期して回転するカムプリーと吸気カムシャフトとを相対回転させることにより、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、クランクシャフトに同期して回転するカムプリーと排気カムシャフトとを相対回転させることにより、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有する可変動弁装置が開示されている。両位相変更機構ともに、クランクシャフトにより駆動される共通の油圧源としてのオイルポンプから供給される油圧に応じて駆動される。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップを与えることにより、所定量の内部EGR量を確保し、ポンプロスの低減化及び燃費性能や排気性能の向上を図ることができる。また、中負荷域で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップを与えることにより、燃焼室内に排気を封じ込めて、ポンプロスの低減化及び燃費性能の向上等を図ることができる。

【0004】一方、アイドル等の極低負荷域では、残留ガスによる燃焼安定性の低下を確実に回避するために、バルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップを無くす(略ゼロとする)必要がある。従って、中負荷域から極低負荷域への移行時(急減速時)には、バルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップを速やかに低減、解消させる必要がある。

【0005】本発明の一つの目的は、上記従来装置のように吸気弁及び排気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構及び排気位相変更機構に加え、吸気弁又は排気弁の作動角を変化させる作動角変更機構を備えた可変動弁装置において、中負荷域から極低負荷域への移行時に、バルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップを速やかに解消させることにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】典型的に、吸排気弁の作動角を変化させる作動角変更機構では、吸排気弁のバルブスプリング反力が常に作用する。従って、作動角を小さくする場合、バルブスプリング反力によりアシストされる形となるため、作動角を大きくする場合に比して、同じ駆動エネルギー(油圧)でも応答性が良い。

【0007】また、吸排気弁の作動角の中心位相を変化させる位相変更機構では、吸排気弁を駆動する駆動軸又はカムシャフトに平均トルクが作用する。従って、中心位相を遅角させる場合に、上記の平均トルクによりアシストされる形となり、中心位相を進角させる場合に比して、同じ駆動エネルギー(油圧)でも応答性が良い。

【0008】つまり、同じ駆動エネルギーでの応答性を比較すると、典型的には、(1)作動角変更機構による大作動角化、(2)位相変更機構による進角化、(3)位相変更機構による遅角化、(4)作動角変更機構によ

る小作動角化、の順に応答性が良くなる傾向にある。

【0009】このようなことを勘案して、本発明に係る内燃機関の可変動弁装置では、中負荷域から極低負荷域への移行時に、バルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップを効率よく迅速に低減させるために、位相変更機構と作動角変更機構とを選択的に駆動させている。

【0010】すなわち、請求項1に係る発明は、吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気作動角変更機構により吸気弁の作動角を減少させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を進角させることを特徴としている。

【0011】また、請求項2に係る発明は、上記吸気作動角変更機構と吸気位相変更機構と排気位相変更機構とが共通の油圧源からの油圧により駆動され、かつ、上記中負荷域から極低負荷域への移行時には、排気位相変更機構側に優先的に油圧を供給することを特徴としている。

【0012】請求項3に係る発明は、吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時に、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることを特徴としている。

【0013】請求項4に係る発明は、上記吸気作動角変更機構と吸気位相変更機構と排気位相変更機構とが共通の油圧源からの油圧により駆動され、かつ、上記中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気位相変更機構側に優先的に油圧を供給することを特徴としている。

【0014】請求項5に係る発明は、上記中負荷域では、吸気弁の作動角が排気弁の作動角よりも小さくなるように設定することを特徴としている。

【0015】請求項6に係る発明は、排気弁の作動角を変化させる排気作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることを特徴としている。

【0016】請求項7に係る発明は、中負荷域では排気弁の開時期を下死点前に設定し、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、上記排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることにより、排気弁の開時期を下死点へ向けて遅角させることを特徴としている。

【0017】請求項8に係る発明は、中負荷域では排気弁の開時期を下死点近傍に設定し、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、上記排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させることにより、排気弁の開時期を下死点から遠ざかるように遅角させることを特徴としている。

【0018】請求項9に係る発明は、吸気弁の作動角を変化させる吸気作動角変更機構又は排気弁の作動角を変化させる排気作動角変更機構の少なくとも一方と、吸気弁の作動角の中心位相を変化させる吸気位相変更機構と、排気弁の作動角の中心位相を変化させる排気位相変更機構と、を有し、中負荷域では、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のバルブオーバーラップ又は吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量のマイナスオーバーラップが与えられ、この中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気作動角変更機構又は吸気位相変更機構により吸気弁の開時期を吸気上死点近傍へ移動させるとともに、排気作動角変更機構又は排気位相変更機構により排気弁の開時期を吸気上死点近傍へ移動させることを特徴としている。

【0019】請求項10に係る発明は、上記吸気作動角変更機構又は排気作動角変更機構は、クランクシャフトと連動して回転する駆動軸と、この駆動軸の外周に回転可能に外嵌し、バルブスプリング反力に抗して吸気弁又は排気弁を開閉させる揺動カムとに連携されており、かつ、上記駆動軸に偏心して設けられた偏心カムと、この偏心カムに回転可能に外嵌するリング状リンクと、上記駆動軸と略平行に延びる制御軸と、この制御軸に偏心して設けられた制御カムと、この制御カムの外周に相対回転可能に外嵌するとともに、一端が上記リング状リンクの先端に連結されたロッカーアームと、このロッカーアームの他端と揺動カムとに連結されたロッド状リンクと、を有していることを特徴としている。

【0020】

【発明の効果】請求項1又は2に係る発明によれば、中負荷域で所定量のバルブオーバーラップが与えられるため、十分な内部EGR量が与えられ、ポンプロスの低減化により燃費の向上を図ることができる。そして、このような中負荷域から極低負荷域への移行時にバルブオーバーラップを効率よく速やかに低減することができる。

【0021】特に、請求項2に係る発明によれば、作動角変更機構及び位相変更機構が共通の油圧源により駆動される簡素な構造でありながら、中負荷域から極低負荷域への移行時に吸気作動角変更機構及び排気位相変更機

構の双方を同時に効率よく駆動することができ、ひいてはバルブオーバーラップを効率よく速やかに低減することができる。

【0022】請求項3又は4に係る発明によれば、中負荷域で所定量のマイナスオーバーラップが与えられるため、吸気上死点付近で燃焼室内に排気を封じ込めて、ポンプロスの低減化及び燃費の向上を図ることができる。そして、このような中負荷域から極低負荷域への移行時にマイナスオーバーラップを効率よく速やかに低減することができる。

【0023】特に、請求項4に係る発明によれば、作動角変更機構及び位相変更機構が共通の油圧源により駆動される簡素な構造でありながら、中負荷域から極低負荷域への移行時に両位相変更機構を同時に効率よく駆動することができ、ひいてはマイナスオーバーラップを効率よく速やかに低減することができる。

【0024】請求項5に係る発明によれば、中負荷域で吸気弁の作動角が相対的に小さく設定されているため、中負荷域から極低負荷域への移行時に、吸気位相変更機構の駆動エネルギーを抑制することができ、この結果、更に効率よくマイナスオーバーラップを低減することができる。

【0025】請求項6に係る発明によれば、排気作動角変更機構と吸気位相変更機構と排気位相変更機構とを備えた構成において、中負荷域から極低負荷域への移行時に効率良く速やかにマイナスオーバーラップを低減することができる。

【0026】ここで、中負荷域から極低負荷域への移行時つまり減速時には、機関回転数の低下に伴い要求される排気弁開時期が遅角するが、請求項7又は8に係る発明によれば、マイナスオーバーラップを低減するために排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させた際、排気作動角変更機構を駆動することなく、排気弁の開時期が適宜に遅角化されることとなり、更なる燃費の向上を図ることができる。

【0027】特に、請求項8に係る発明によれば、中負荷域から極低負荷域への移行時に排気位相変更機構により排気弁の作動角の中心位相を遅角させた場合に、排気弁の開時期が下死点よりも遅角していくこととなり、エンジンブレーキを有効に効かせることができる。

【0028】請求項9に係る発明によれば、中負荷域で所定量のバルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップが与えられるため、ポンプロスの低減化及び燃費の向上を図ることができる。そして、このような中負荷域から極低負荷域への移行時に、バルブオーバーラップ又はマイナスオーバーラップを速やかに低減させることが可能となる。

【0029】請求項10に係る発明の作動角変更機構では、揺動カムの駆動軸に対する軸心ズレを生じるおそれがなく、制御精度が向上する。また、揺動カムを支持す

る支軸を駆動軸と別個に設ける必要がないため、部品点数、配置スペースの低減化を図ることができる。更に、作動角変更機構の各部材の連結部が面接触となるため、耐磨耗性に優れており、潤滑も行い易い。

【0030】

【発明の実施の形態】以下、本発明の好ましい実施の形態を図面を参照して詳細に説明する。

【0031】先ず、図1～9を参照して、後述する全実施例に共通する作動角変更機構1及び位相変更機構2の一実施形態について説明する。

【0032】作動角変更機構1は、図1～3に示すように、位相変更機構2を介してクランクシャフトから回転動力が伝達される駆動軸13と、吸排気弁（吸気弁又は排気弁）12のバルブリフト19を押圧して吸排気弁12をバルブスプリング反力に抗して開閉させる揺動カム20と、を機械的に連携するリンク部材25、18、26の姿勢を変化させることにより、吸排気弁12の作動角の中心角を略一定として、吸排気弁12の作動角及びバルブリフト量を連続的に変化させる機能を有している。

【0033】すなわち、作動角変更機構1は、駆動軸13に偏心して固定された偏心カム15と、この偏心カム15の外周に相対回転可能に外嵌するリング状リンク25と、駆動軸13と略平行に気筒列方向へ延びる制御軸16と、この制御軸16に偏心して固定された制御カム17と、この制御カム17の外周に相対回転可能に外嵌するとともに、一端18bがリング状リンク25の先端25bに連結ピン21を介して相対回転可能に連結するロッカーアーム18と、このロッカーアーム18の他端18cと揺動カム20とを機械的に連携するロッド状リンク26とを有している。

【0034】偏心カム15の中心Xは駆動軸13の中心Yに対して所定量偏心しており、制御カム17の中心P1は制御軸16の中心P2に対して所定量偏心している。駆動軸13に外嵌する揺動カム20のジャーナル部20bと制御軸16のジャーナル部とは、共通のボルト14cによりシリンダヘッド11へ締結固定される一対のブラケット14a、14bを介して回転可能に支持されている。

【0035】ロッド状リンク26は、主に機関搭載性を考慮して、ほぼ吸排気弁12の軸方向に沿うように配設されており、その一端26aが連結ピン28を介してロッカーアーム18の他端18cに相対回転可能に連結されるとともに、その他端26bが連結ピン29を介して揺動カム20に相対回転可能に連結されている。

【0036】このような構成により、機関のクランクシャフトと連動して駆動軸13が回転すると、偏心カム15を介してリング状リンク25が実質的に並進移動し、ロッカーアーム18及びロッド状リンク26を介して揺動カム20が揺動して、吸排気弁12が図外のバルブス

プリングのバネ力に抗して開閉駆動される。

【0037】また、後述するアクチュエータ30により制御軸16を所定の制御範囲内で回転すると、ロッカーアーム18の揺動中心となる制御カム17の中心位置P1が制御軸中心P2回りに回転変化する。これにより、ロッカーアーム18を含めたリンク機構25、18、26の姿勢が変化し、吸排気弁12の作動角及びバルブリフト量が、その位相が略一定のままで連続的に変化する。

10 【0038】このような作動角変更機構1においては、吸排気弁12を駆動する揺動カム20が、機関と連動して回転する駆動軸13の外周に相対回転可能に外嵌しているため、揺動カム20の駆動軸13に対する軸心ズレを生じるおそれがなく、制御精度に優れている。また、揺動カム20を支持する支軸を駆動軸13と別個に設ける必要がないため、部品点数、配置スペースの低減化を図ることができる。更に、各部材の連結部が面接触となっているため、耐磨耗性に優れており、潤滑も行い易い。

20 【0039】図4は、制御軸16を所定の制御範囲内で回転駆動する油圧アクチュエータ30を示している。アクチュエータ30のシリンダ39の内部は、ピストン32の受圧部32aを挟んで第1油圧室33と第2油圧室34とに隔成されており、これら油圧室33、34の油圧に応じてピストン32が進退駆動される。このピストン32の先端に設けられたピン32bは、制御軸16の一端に固定されたディスク16aの径方向溝16bにスライド可能に嵌合している。従って、ピストン32の移動に応じて制御軸16が回転し、吸排気弁12の作動角

30 が変化するようになっている。

【0040】上記の油圧室33、34への供給油圧は、ソレノイドバルブ31のスプール35の位置に応じて切り換えられ、このソレノイドバルブ31は、エンジンコントロールユニット（ECU）としての制御部3からの出力信号によりON-OFF駆動（デューティ制御）される。つまり、機関運転状態に応じて出力信号のデューティ比を変化させることにより、上記スプール35の位置が切り換えられる。

【0041】例えば、スプール35が図の最も右側に保持されている状態では、第1油圧室33に接続する第1油路36と油圧ポンプ9とが連通し、第1油圧室33へ油圧が供給されると共に、第2油圧室34に接続する第2油路37とドレン油路38とが連通し、第2油圧室34がドレンされる。このため、アクチュエータ30のピストン32は図の左側に押圧、移動される。

【0042】一方、スプール35が図の最も左側に保持されている状態では、第1油路36とドレン油路38とが連通して第1油圧室33がドレンされると共に、第2油路37と油圧ポンプ9とが連通して第2油圧室34へ油圧が供給される。このため、ピストン32は図の右側

に押圧、移動される。

【0043】更に、スプール35が中間位置に保持されている状態では、第1油路36のポート部と第2油路37のポート部の双方がスプール35により閉塞される。これにより、第1、第2油圧室33、34内の油圧が保持（ロック）され、ピストン32がその位置に保持される。

【0044】このように、アクチュエータ30のピストン32を任意の位置に移動、保持することにより、吸排気弁12の作動角を所定の制御範囲内で任意の作動角に変更、保持することが可能で、油圧を利用した簡素な構造でありながら、制御の自由度が非常に高い。

【0045】なお、上記の制御部3は、各種センサから検出又は推定されるエンジン回転数、負荷、水温及び車速等に応じて、上記の作動角変更機構1及び後述する位相変更機構2の制御を行うほか、点火時期制御、燃料供給量制御、過渡時補正制御やフェールセーフ制御等のエンジン制御を行う。

【0046】次に、図1及び図5～9を参照して位相変更機構2について説明する。位相変更機構2は、機関のクランクシャフトと同期して回転駆動される回転体たるタイミングプーリ40と、このタイミングプーリ40の内周側に相対回転可能に配設された駆動軸（又は吸排気弁12を駆動する固定カムが設けられたカムシャフト；以下同様）13と、の相対回転位相を変化させることにより、吸排気弁12の作動角及びバルブリフト量が一定のままで吸排気弁12の作動角の中心位相を変化させる機能を有している。

【0047】すなわち、位相変更機構2は、駆動軸13の端部に固定されてタイミングプーリ40内に回転自在に収容されたベーン41と、このベーン41を油圧によって正逆回転させる油圧回路と、を備えている。

【0048】タイミングプーリ40は、図5にも示すように、外周にタイミングチェーンが噛合する歯部42aを有する回転部材42と、この回転部材42の前方に配置されてベーン41を回転自在に収容したハウジング43と、このハウジング43の前端開口を閉塞する蓋体たる円板状のフロントカバー44と、ハウジング43と回転部材42との間に配置されてハウジング43の後端開口を閉塞するほぼ円板状のリアカバー45とから構成され、これらのハウジング43、フロントカバー44、及びリアカバー45は、ボルト46によって軸方向から一体的に結合されている。

【0049】回転部材42は、ほぼ円環状を呈し、小径ボルト46が螺着する雌ねじ孔が前後方向へ貫通形成されていると共に、内部中央位置に後述する通路構成用のスリーブ47が嵌合する段差形状の嵌合孔48が形成されている。さらに、前端面には、リアカバー45が嵌合する円板状の嵌合溝49が形成されていると共に、嵌合溝49の外周側所定位置に係合穴50が形成されてい

る。

【0050】ハウジング43は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面の周方向の90°位置には4つの隔壁部51が突設されている。この隔壁部51は、横断面台形状を呈し、それぞれハウジング43の軸方向に沿って延びており、各軸方向両側面がハウジング43の軸方向両側面と略同一面に設定されていると共に、小径ボルト46が貫通するボルト挿通孔52が軸方向へ貫通形成されている。さらに、各隔壁部51の内周面中央位置に軸方向に沿って切欠形成された保持溝51a内にコ字形のシール部材53と、このシール部材53を内方へ押圧する板ばね54とが嵌合保持されている。

【0051】フロントカバー44は、中央に比較的大径なボルト挿通孔55が穿設されていると共に、ハウジング43の各ボルト挿通孔52と対応する位置に4つのボルト孔が穿設されている。

【0052】リアカバー45は、その後面側に、回転部材42の嵌合溝49内に嵌合保持される円環部56を有していると共に、その中央部に、スリーブ47の小径な円環部56が嵌入する嵌入孔57が穿設され、さらにボルト挿通孔52に対応する位置にボルト孔が同じく形成されている。

【0053】ベーン41は、焼結合金材で一体に形成され、固定ボルト58によって駆動軸13の前端部に軸回りに回転可能に固定されており、固定ボルト58が挿通するボルト挿通孔41aを有する円環状の基部59と、この基部59の外周面の周方向の90°位置に一体に設けられた4つの羽根部60とを備えている。

【0054】各羽根部60は、夫々長方体形状を呈し、ハウジング43の隣り合う隔壁部51間に配置されている。各羽根部60の外周面の中央に形成された保持溝61には、ハウジング43の内周面に摺接するコ字形のシール部材62と、このシール部材62を外方に押圧する板ばね63とが夫々嵌合保持されている。

【0055】各羽根部60の両側と各隔壁部51の両側面との間には、それぞれ進角側油圧室64と遅角側油圧室65が隔成されている（図7参照）。

【0056】また、1つの羽根部60には、リアカバー45の係合穴50に対応した位置に摺動用孔66が軸方向に沿って貫通形成されていると共に、側部に遅角側油圧室65と摺動用孔66を連通する通孔67がほぼ周方向に沿って穿設されている。

【0057】さらに、1つの羽根部60の摺動用孔66には、ロックピン68が摺動自在に設けられている。このロックピン68は、中央の中径状の本体68aと、この本体68aの一侧に形成された小径な係合部68bと、他側に形成された段差大径状のストッパ部68cと、から構成されている。

【0058】このストッパ部68cの段差面と本体68aの外周面と摺動用孔66の内周面との間に、受圧室6

10

20

30

40

50

9が形成されていると共に、ロックピン68とフロントカバー44との間に、ロックピン68をリアカバー45の方向(図8、図9の右方向)へ付勢するばね部材たるコイルスプリング70が弾装されており、ロックピン68の係合部68bは、ベーン41の最大遅角側の回動位置において、リアカバー45の係合穴50内に挿入され得ようになっている。

【0059】油圧回路は、進角側油圧室64に対して油圧を給排する第1油圧通路71と、遅角側油圧室65に対して油圧を給排する第2油圧通路72との2系統の油圧通路を有し、両油圧通路71、72には、供給通路73とドレン通路74とが夫々通路切替用の電磁切替弁75を介して接続されている。

【0060】第1油圧通路71は、シリンダヘッド11内から駆動軸13の軸心内部に形成された第1通路部71aと、固定ボルト58の内部軸線方向を通して頭部内で分岐形成されて第1通路部71aと連通する第1油路71bと、この頭部の小径な外周面とベーン41の基部59のボルト挿通孔41aの内周面との間に形成されて第1油路71bに連通する油室71cと、ベーン41の基部59内にほぼ放射状に形成されて油室71cと各進角側油圧室64とに連通する4本の分岐路71dとから構成されている。

【0061】一方、第2油圧通路72は、シリンダヘッド11内及び駆動軸13の内部に形成された第2通路部72aと、スリーブ47の内部にほぼL字形に折曲形成されて第2通路部72aと連通する第2油路72bと、回転部材42の嵌合孔の外周側孔縁に形成されて第2油路72bと連通する4つの油通路溝72cと、リアカバー45の周方向の約90°毎の位置に形成されて、各油通路溝72cと遅角側油圧室65とに連通する4つの油孔72dとから構成されている。

【0062】電磁切替弁75は、4ポート3位置型であって、内部の弁体(スプール)によって各油圧通路71、72と供給通路73、ドレン通路74とが選択的に連通、遮断されるようになっており、このスプールの位置が上記の制御部3から出力される制御信号のデューティ比を変化させることによって切り替え制御されるようになっている。

【0063】なお、この制御部3は、機関回転数を検出するクランク角センサや吸入空気量を検出するエアフローメータからの信号によって現在の運転状態を検出すると共に、クランク角及びカム角センサからの信号によってタイミングプーリと駆動軸13との相対回動位置を検出している。

【0064】機関停止時等の初期状態では、電磁切替弁75の弁体(スプール)が図6の最も右側に保持される(図6に示す状態)。この場合、供給通路73と第2油圧通路72とが連通するとともに、ドレン通路74と第1油圧通路71とが連通する。このため、油圧ポンプ9

から圧送された油圧は第2油圧通路72を通して遅角側油圧室65に供給される一方、進角側油圧室64には、機関停止時と同じく油圧が供給されず低圧状態に維持される。したがって、ベーン41は、図7に示すように各羽根部60が進角側油圧室64側の各隔壁部51の一側面に当接した最遅角位置の方向へ付勢され、吸排気弁12の作動角の中心位相が遅角側に駆動制御される。

【0065】また、機関停止時や始動時のように、ベーン41が図7に示す最遅角位置に保持されており、かつ、遅角側油圧室65内の油圧が比較的低く、通孔67から受圧室69へ供給される油圧よりもコイルスプリング70のばね力が打ち勝っている状態では、図9に示すように、ロックピン68の係合部68bがリアカバー45の係合穴50内に係合した状態を維持する。したがって、ベーン41は、この最遅角位置に安定かつ確実に保持されて、遅角側油圧室65内の油圧の変動や駆動軸13に発生する正負の変動トルクによる揺動振動の発生を防止でき、ひいては、ベーン41と隔壁部51との衝突音を防止できる。一方、遅角側油圧室65内の油圧が高くなると、同じく受圧室69内の油圧も高くなってロックピン68はコイルスプリング70を圧縮変形させながらばね力に抗して後退動し、係合部68bが係合穴50から抜け出して係合が解除される(図8参照)。このため、ベーン41は、自由な回動が許容されることになる。

【0066】電磁切替弁75のスプールが図6の最も左側に保持された状態では、供給通路73と第1油圧通路71とが連通し、ドレン通路74と第2油圧通路72とが連通する。この結果、遅角側油圧室65内の油圧が第2油圧通路72を通してドレン通路74からオイルパン内に戻されて遅角側油圧室65内が低圧になる一方、進角側油圧室64内に油圧が第1油圧通路71を経由して供給されて高圧となる。このため、ベーン41は図7に示す位置から進角側(図7の時計方向)に回転し、吸排気弁12の作動角中心位相が進角側へ制御される。

【0067】電磁切替弁75のスプールが図6の中間位置に保持された状態では、第1油圧通路71及び第2油圧通路72の双方がスプールにより遮断される。この結果、各油圧室33、34内の油圧が保持(ロック)されて、ベーン41がその位置に保持され、吸排気弁12の作動角中心位相が保持される。

【0068】このベーン型の位相変更機構2においては、機関の運転状態に応じて電磁切替弁75のスプール位置を切り換えることにより、ベーン41を所望の中間位置に保持することが可能で、油圧を用いた簡素な構造でありながら、吸排気弁12の作動角中心位相を任意の位相に変更、保持することができる。

【0069】このような作動角変更機構1及び位相変更機構2は、互いに干渉することなく配置することが可能で、また、両変更機構1、2共に共通の油圧ポンプ9か

10

20

30

40

50

らの機関油圧により駆動される構成であるため、構成が簡素化される。

【0070】以下、図10～13を参照して、本発明の具体的な実施例について説明する。なお、各実施例で共通する構成及び作用効果の説明は適宜省略する。

【0071】まず、図10を参照して本発明の第1実施例を説明する。この第1実施例では、吸気弁側に上記の作動角変更機構（吸気作動角変更機構）1及び位相変更機構（吸気位相変更機構）2が適用され、排気弁側に位相変更機構（排気位相変更機構）2が適用されている。

【0072】そして、中負荷域では、吸気弁の開時期を吸気上死点前、排気弁の開時期を吸気上死点後に設定して、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量 $\Delta D1$ のバルブオーバーラップを確保している。これにより、所定量の内部EGR量を確保し、ポンプロスの低減化及び燃費性能の向上を図っている。一方、アイドル状態等の極低負荷域では、内部EGR量が大きいと燃焼が不安定となって失火等を引き起こす可能性があるために、オーバーラップを無くし、燃焼の安定化を図る必要がある。

【0073】従って、中負荷域からアイドル等の極低負荷域への移行時すなわち急減速時には、素早くオーバーラップを低減、解消する必要がある。そこで、本実施例では、このような移行時に、吸気弁の開時期を吸気上死点近傍へ向けて遅角させるとともに、排気弁の開時期を吸気上死点近傍へ進角させて、バルブオーバーラップを速やかに低減させる。

【0074】ここで、吸気弁の開時期の遅角化には、吸気作動角変更機構により吸気弁の作動角を減少させる手法と、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を遅角させる手法とがある。作動角可変機構により作動角を小さくする場合、バルブスプリング反力によりアシストされる形となるため、小さい油圧（駆動エネルギー）でも十分に応答性が良い。従って、上記の移行時に、吸気作動角可変機構により作動角を減少させて、吸気位相変更機構の駆動を禁止することにより、最小限の油圧（駆動エネルギー）で吸気弁の開時期を速やかに遅角させることができる。

【0075】一方、排気弁の開時期を進角させるためには、排気位相変更機構により排気弁の作動角中心位相を進角させる必要がある。この位相変更機構では、カムシャフト（又は駆動軸）13に平均トルクが常に加わっているため、進角化には平均トルクに打ち勝つ油圧を必要とする。

【0076】従って、上記の移行時に、排気位相変更機構側へ油圧を優先的に供給して駆動エネルギーを集中させることにより、吸気弁の開時期の遅角化と排気弁の開時期の進角化とを効率的に速やかに行うことができる。

【0077】一例として、上記の移行時に、油圧ポンプ9から排気位相変更機構の進角側油圧室64へ油圧を供

給する第1油圧通路71等の排気進角側油圧供給通路の通路断面積が、油圧ポンプ9から吸気作動角変更機構の小作動角側の油圧室33又は34へ油圧を供給する油路36又は37等の吸気小作動角側油圧供給通路の通路断面積に比して大きくなるように設定する。

【0078】より具体的には、上記の移行時に、排気位相変更機構の電磁切替弁75に出力される制御信号のデューティ比を最進角側の値（例えば100%）として、上記排気進角側油圧供給通路の通路断面積を最大とする一方、吸気作動角変更機構のソレノイドバルブ31に出力される制御信号のデューティ比を最小作動角側の値（例えば0%）とは異なる中間の値として、吸気小作動角側油圧供給通路の通路断面積が相対的に小さくなるように制御する。あるいは、予め排気進角側油圧供給通路の通路断面積を相対的に大きく設定しておいても良い。

【0079】次に、図11を参照して第2実施例を説明する。この第2実施例では、上記の第1実施例と同様、吸気弁側に作動角変更機構1及び位相変更機構2が適用され、排気弁側に位相変更機構2が適用されている。

【0080】そして、中負荷域では、吸気弁の開時期を吸気上死点後、排気弁の開時期を吸気上死点前に設定し、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量 $\Delta D2$ のマイナスオーバーラップを与えている。これにより、吸気上死点付近で排気を燃焼室内に封じ込めて、ポンプロスの低減化及び燃費性能の向上等を図っている。

【0081】また、中負荷域から極低負荷域への移行時（急減速時）には、上記の第1実施例と同様、残留ガス量が大きいと燃焼が不安定となるために、マイナスオーバーラップを速やかに低減、解消させる必要がある。そこで、このような移行時には、吸気弁の開時期を吸気上死点へ向けて進角させるとともに、排気弁の開時期を吸気上死点へ向けて遅角させる。

【0082】吸気弁の開時期を進角させるためには、吸気作動角変更機構により作動角を大きくする手法と、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させる手法とがある。作動角可変機構により作動角を大きくする場合、バルブスプリング反力に打ち勝つために大きな油圧エネルギーが必要であり、応答性も良くない。一方、吸気位相変更機構により吸気作動角の中心位相を進角させる場合、駆動軸13の平均トルクに打ち勝つ油圧エネルギーが必要であるが、上記の中負荷域では作動角が比較的小さいため、上記の平均トルクは比較的小さく、進角化に必要な油圧エネルギーも抑制される。

【0083】従って、同じ油圧では、吸気作動角変更機構による大作動角化に比して吸気位相変更機構による進角化の応答性が良い。そこで、上記の移行時には、吸気位相変更機構により吸気作動角の中心位相を進角させて、吸気作動角変更機構の駆動を禁止することにより、

最小源の油圧で速やかに吸気弁の開時期を進角させることができる。

【0084】一方、排気弁の開時期を遅角させるためには、排気位相変更機構により作動角の中心位相を遅角させる必要がある。この遅角化では、排気カムシャフトに作用する平均トルクによりアシストされる形となるため、上記の吸気位相変更機構による進角化に比して、同じ油圧（エネルギー）では応答性に優れている。

【0085】従って、上記の移行時に、吸気位相変更機構側へ優先的に油圧を供給して駆動エネルギーを集中させることにより、吸気弁の開時期の進角化と排気弁の開時期の遅角化とを同時に並行して速やかに行うことができる。

【0086】具体的には、上記の第1実施例と同じように、ソレノイドバルブ31及び電磁切替弁75に出力される制御信号のデューティ比を制御する等により、油圧ポンプ9から排気位相変更機構の進角側油圧室64へ油圧を供給する排気進角側油圧供給通路の通路断面積が、油圧ポンプ9から吸気位相変更機構の遅角側の油圧室33又は34へ油圧を供給する吸気遅角側油圧供給通路の通路断面積に比して大きくなるように設定する。

【0087】加えて、中負荷域では、吸気弁の作動角が排気弁の作動角よりも小さくなるように設定されている。このため、中負荷域から極低負荷域への移行時に、吸気位相変更機構の駆動エネルギーが相対的に抑制され、更に効率よくマイナスオーバーラップを低減することができる。

【0088】次に、図12を参照して第3実施例を説明する。この第3実施例では、吸気弁側に位相変更機構2が適用され、排気弁側に作動角変更機構1及び位相変更機構2が適用されている。

【0089】中負荷域では、第2実施例と同様、吸気弁の開時期を吸気上死点後、排気弁の開時期を吸気上死点前として、吸気上死点付近で吸気弁及び排気弁の双方が開弁する所定量 $\Delta D2$ のマイナスオーバーラップが与えられ、ポンプロスの低減化及び燃費性能の向上等を図っている。

【0090】また、この中負荷域では、排気弁の開時期が下死点前にある程度進角するように、排気弁の作動角が比較的大きな値に設定されている。

【0091】このような中負荷域から極低負荷域への移行時には、上記の第2実施例と同様、燃焼安定性を確実に確保するために、吸気弁の開時期を吸気上死点へ向けて進角させるとともに、排気弁の開時期を吸気上死点へ向けて遅角させることにより、マイナスオーバーラップを速やかに低減、解消させる。

【0092】排気弁の開時期を遅角させるためには、排気作動角変更機構により排気弁の作動角を大きくする手法と、排気位相変更機構により排気弁の中心角の位相を遅角させる手法があり、両者を比較すると、排気位相変

更機構により排気弁の中心角の位相を遅角させる方が少ない油圧で所定の応答性を確保できる。

【0093】そこで、中負荷域から極低負荷域への移行時には、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角の中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の中心位相を遅角させる。

【0094】これら吸気位相変更機構による進角化と排気位相変更機構による遅角化とを比較すると、同じ油圧では上記の平均トルクによりアシストされる遅角化の応答性が相対的に優れている。従って、吸気位相変更機構側へ優先的に油圧を供給して駆動エネルギーを集中させることにより、吸気弁の開時期の進角化と排気弁の開時期の遅角化とを効率的に速やかに行うことができる。

【0095】このように移行時の供給油圧に差を付ける一例として、上記第1、2実施例と同じように、デューティ比を調整する等により、吸気進角側油圧供給通路の通路断面積が、排気遅角側油圧供給通路の通路断面積よりも大きくなるように設定する。

【0096】更に言えば、中負荷域から極低負荷域への移行時つまり減速時には、機関回転数の低下に伴って空気量が減り、排気慣性効果により要求される排気弁開時期も遅角化される。ここで本実施例では、上記の減速時に、マイナスオーバーラップを低減させるために排気位相変更機構により排気弁の作動角中心位相を遅角させた際に、排気弁の開時期も下死点へ向けて適宜に遅角化されることになる。つまり、上記の移行時には排気作動角変更機構による作動角の変更を行う必要がないので、余分なエネルギーの消費が抑制される。

【0097】次に、図13を参照して第4実施例を説明する。この第4実施例は、基本的には第3実施例と同様であるが、中負荷域では、排気弁の作動角が上記の第3実施例に比して小さく設定されており、かつ、排気弁の開時期が下死点近傍、詳しくは下死点よりもわずかに遅角した位置に設定されている。

【0098】中負荷域から急減速で極低負荷へ移行する際には、上記の第3実施例と同様、排気作動角変更機構により排気弁の作動角を変化させることなく、吸気位相変更機構により吸気弁の作動角中心位相を進角させるとともに、排気位相変更機構により排気弁の作動角中心位相を遅角させる。

【0099】これにより、第3実施例と同様、上記の移行時に最も効率的に素早くマイナスオーバーラップを解消できることに加え、排気弁の開時期の遅角化にともない、排気弁の開時期も下死点から離れるように遅角化されるため、機関回転数の低下に供ってポンプロスによるエンジンブレーキを適宜に与えることができる。

【0100】以上のように本発明を具体的な実施例を挙げて説明したが、本発明は上記実施例に限定されるものではない。例えば上記の各実施例では吸気弁又は排気弁のいずれかに作動角変更機構を適用していたが、吸気弁

17

及び排気弁の双方にそれぞれ作動角変更機構を適用しても良い。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態に係る内燃機関の可変動弁装置を示す斜視対応図。

【図2】上記実施形態の作動角変更機構を示す断面对応図。

【図3】同じく作動角変更機構を示す構成図。

【図4】上記作動角変更機構の油圧アクチュエータ及びソレノイドバルブを示す構成図。

【図5】上記実施形態の位相変更機構を示す分解斜視図。

【図6】上記位相変更機構を示す断面对応図。

【図7】上記位相変更機構の要部を示す断面図。

【図8】上記位相変更機構のロック状態を示す断面図。

【図9】上記位相変更機構のロック解除状態を示す断面図。

*

18

* 【図10】本発明の第1実施例に係る作用説明図。

【図11】本発明の第2実施例に係る作用説明図。

【図12】本発明の第3実施例に係る作用説明図。

【図13】本発明の第4実施例に係る作用説明図。

【符号の説明】

1…作動角変更機構

2…位相変更機構

12…吸排気弁

13…駆動軸又はカムシャフト

10 15…偏心カム

16…制御軸

17…制御カム

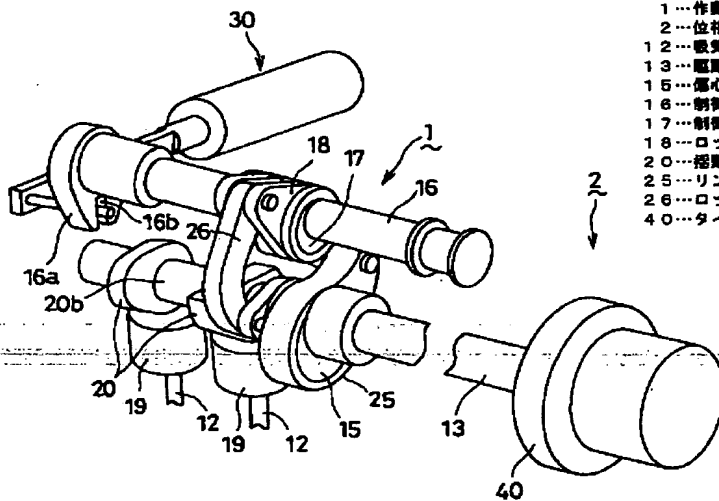
18…ロッカーアーム

20…揺動カム

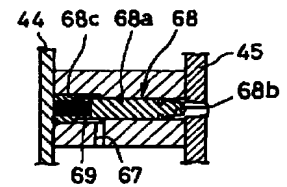
25…リング状リンク

26…ロッド状リンク

【図1】

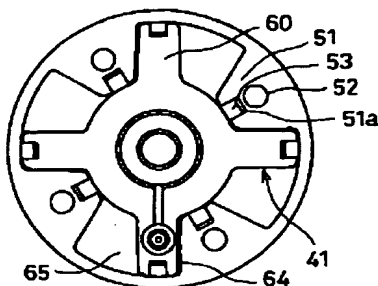


【図8】

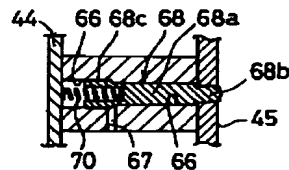


- 1…作動角変更機構
- 2…位相変更機構
- 12…吸気弁
- 13…駆動軸
- 15…偏心カム
- 16…制御軸
- 17…制御カム
- 18…ロッカーアーム
- 20…揺動カム
- 25…リング状リンク
- 26…ロッド状リンク
- 40…タイミングプーリ（回転体）

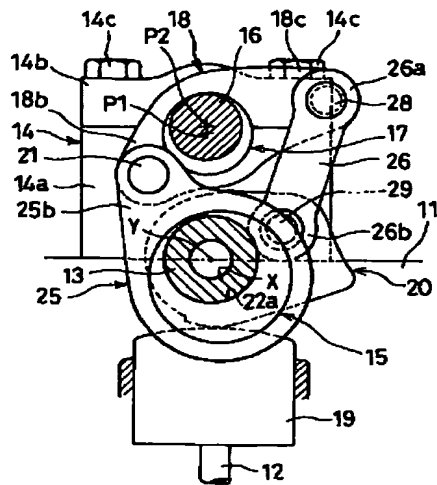
【図7】



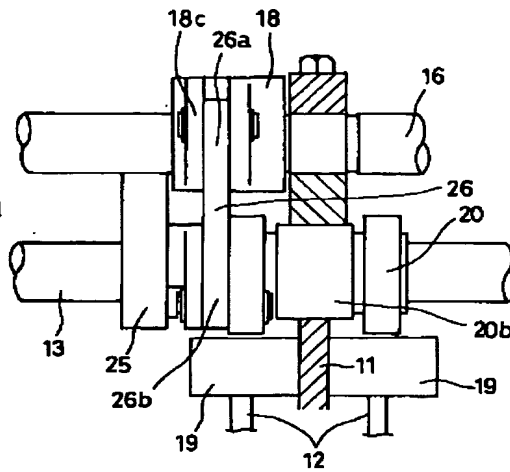
【図9】



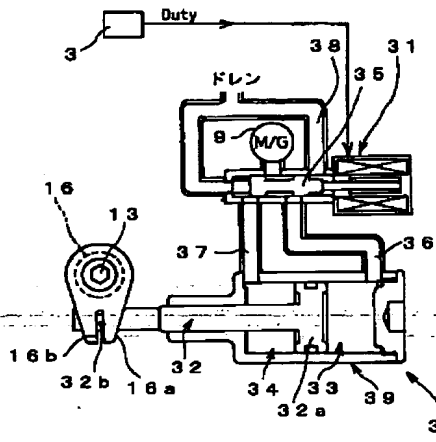
【図2】



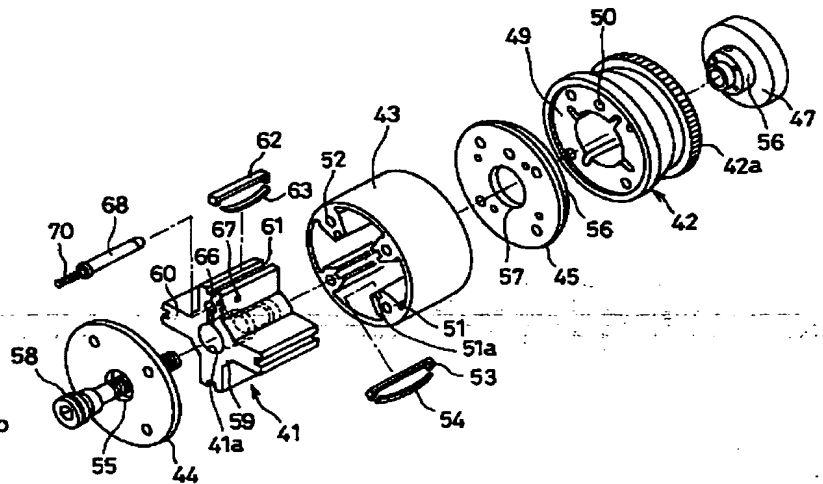
【図3】



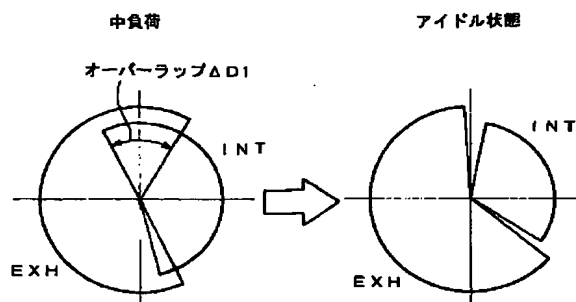
【図4】



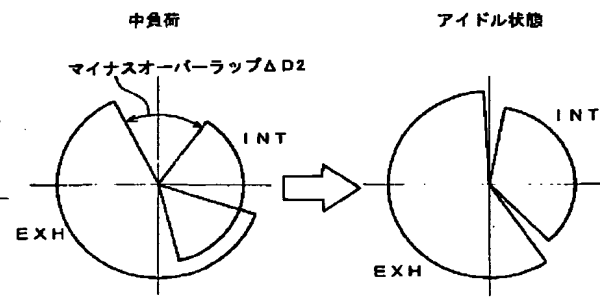
【図5】



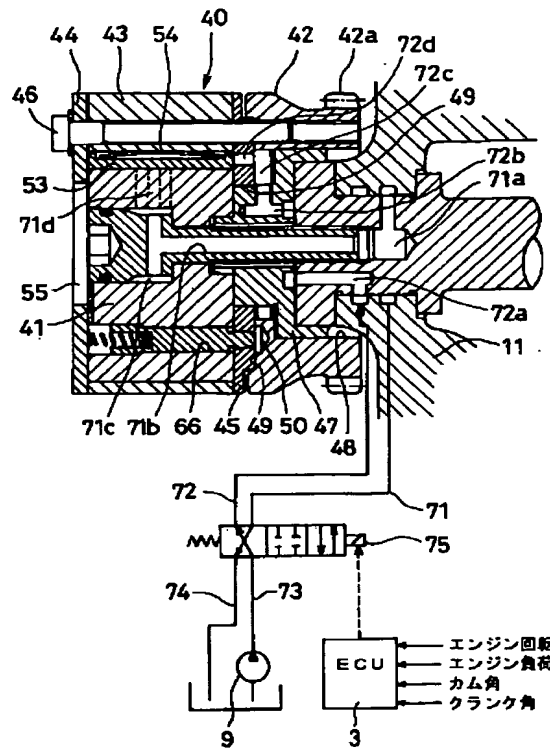
【図10】



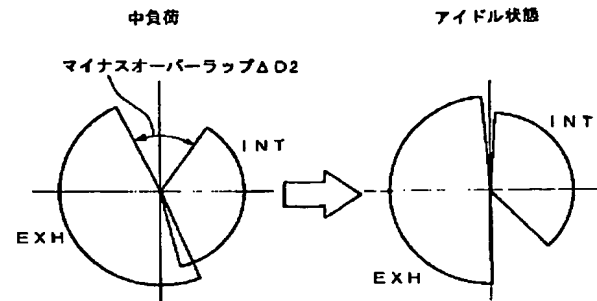
【図11】



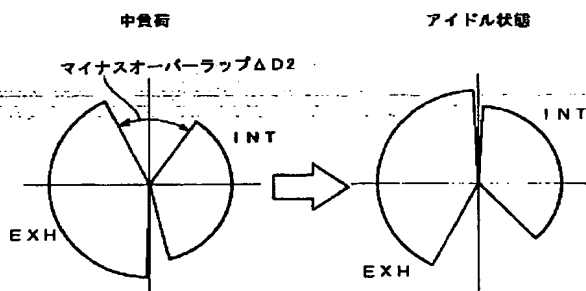
【図6】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G018 BA17 BA33 CA07 CA19 DA04
DA12 DA19 DA52 EA09 EA11
EA12 EA31 EA32 EA35 FA06
FA07 FA08 FA09 GA04 GA14
GA23
3G092 AA11 DA01 DA02 DA05 DA09
DA12 DF04 DF06 DG02 DG03
DG05 DG09 EA02 EA03 EA04
EA12 EA25 FA09 FA24 FA34
FA36 FA50 GA05 GA13 HA01Z
HE01Z HE03Z